



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

Offenlegungsschrift
DE 197 09 202 A 1

51 Int. Cl.⁶:
F 01 C 1/20

21 Aktenzeichen: 197 09 202.0
22 Anmeldetag: 6. 3. 97
43 Offenlegungstag: 17. 9. 98

DE 197 09 202 A 1

71 Anmelder:
Dr.-Ing. K. Busch GmbH, 79689 Maulburg, DE
74 Vertreter:
Zeitler & Dickel Patentanwälte, 80539 München

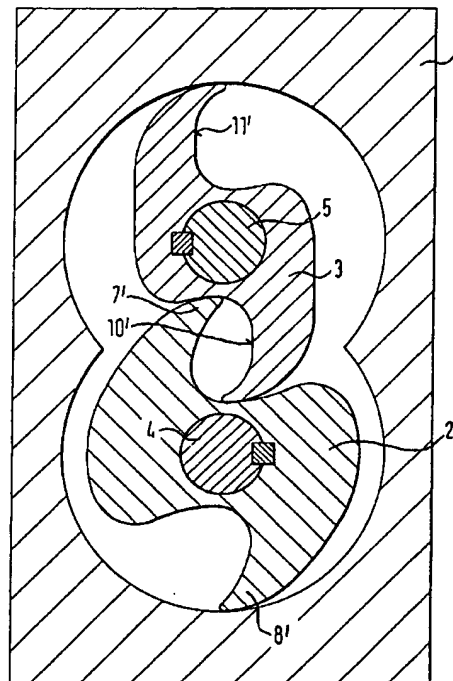
72 Erfinder:
Basteck, Andreas, Dr.-Ing., 79539 Lörrach, DE
56 Entgegenhaltungen:
DE 20 13 335 B2
GB 20 62 106 A
GB 9 92 226
GB 5 76 603

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Drehkolbenmaschine mit axial verdrehten Drehkolben

57 Bei einer Drehkolbenmaschine mit wenigstens zwei in einem Gehäuse (1) achsparallel zueinander angeordneten, gegenläufig rotierenden Rotoren bzw. Drehkolben (2, 3), die mittels ineinandergreifender weitgehend axial verlaufender Zähne (7, 8) und Zahnmulden (9, 10, 11) bzw. Klauen (7', 8') und Klauenmulden (10', 11') zu verdichtende Medien von einem Gehäuseeinlaß (6) zu wenigstens einem axialen einseitigen bzw. beidseitigen Gehäuseauslaß transportieren, ist die Anordnung derart getroffen, daß die Drehkolben (2, 3) über ihre axiale Länge gegeneinander verdreht ausgebildet sind, derart, daß die sich aneinander abwälzenden Profillinien (12, 13) der Drehkolben (2, 3) axial verschränkt bzw. geneigt verlaufen.



DE 197 09 202 A 1

Die Erfindung betrifft eine Drehkolbenmaschine gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Drehkolbenmaschinen der gattungsgemäßen Art können beispielsweise als Vakuumpumpe für kompressible Medien, als Expansionskraftmaschine oder als Kompressor eingesetzt werden.

Im Unterschied zu bekannten Schraubenkompressoren handelt es sich bei der gattungsgemäßen Drehkolbenmaschine um einen sog. Querkompressor. Hierbei erstreckt sich der Verdichtungsraum über die gesamte axiale Länge der Drehkolben. Die innere Verdichtung kommt dadurch zustande, daß das Volumen des Verdichtungsraums durch die gegensinnige Drehung der ineinandergreifenden Drehkolben in deren Umfangsrichtung reduziert wird, während gleichzeitig die Auslaßöffnung durch den einen Drehkolben verschlossen gehalten wird.

Bei einer bekannten Drehkolbenmaschine (GB-PS 992 226) ist die Auslaßöffnung in einer Stirnwand des Gehäuses ausgebildet. Die beiden Drehkolben wälzen mit ihren Grundkreisen aneinander ab. Hierbei besitzt der erste Drehkolben zwei vom Grundkreis vorspringende Zähne, die in entsprechende Zahnmulden des zweiten Drehkolbens eingreifen. Das Gehäuse besitzt eine Umfangswand, welche die Kopfkreise der beiden Drehkolben umschließt und in der eine Einlaßöffnung an derjenigen Stelle vorgesehen ist, an der sich die beiden Kopfkreise überschneiden. Wenn sich ein Zahn des ersten Drehkolbens an der Einlaßöffnung des Gehäuses vorbeibewegt, wird ein bestimmtes Gasvolumen zwischen den Zähnen des ersten Drehkolbens und der Umfangswand des Gehäuses eingeschlossen. Wenn dann bei der Weiterdrehung der Drehkolben der voraus laufende Zahn des ersten Drehkolbens in die Zahnmulde des zweiten Drehkolbens eintritt, wird das eingeschlossene Volumen auch durch den Umfang des zweiten Drehkolbens begrenzt. Durch den nachlaufenden Zahn des ersten Drehkolbens wird sodann das eingeschlossene Gas verdichtet. Wenn die nächste Zahnmulde des zweiten Drehkolbens sich an demjenigen Bereich der Stirnwand des Gehäuses vorbeibewegt, in dem sich die Auslaßöffnung befindet, wird das verdichtete Gas durch die Auslaßöffnung ausgeschoben. Gegen Ende dieser Ausschubphase tritt der Zahn des ersten Drehkolbens in die Zahnmulde des zweiten Drehkolbens ein. Der Zahn steht dann mit der Kontur der Zahnmulde an zwei achsparallelen Dichtlinien in Berührung. Hierdurch wird ein Ausschubraum gebildet, der mit der Auslaßöffnung in Verbindung steht, jedoch von den übrigen Umfangsbereichen der Drehkolben getrennt ist. Beim weiteren Eindringen des Zahnes in die Zahnmulde wird das Volumen des Ausschubraumes praktisch auf Null verringert, so daß das verdichtete Gas vollständig in die Auslaßöffnung ausgeschoben wird.

Bei diesem Stand der Technik ist als nachteilig anzusehen, daß der Strömungsquerschnitt der Auslaßöffnung und des Restausschubraumes gegen Ende der Ausschubphase durch den zweiten Drehkolben und den Zahn des ersten Drehkolbens zunehmend verengt wird. Hierdurch wird der zu überwindende Strömungswiderstand beim Ausschub des Restvolumens in unerwünschter Weise größer. Die Dicke bzw. axiale Länge der Drehkolben kann jedoch nicht beliebig vergrößert werden, da sonst das Verhältnis zwischen dem Volumen des Ausschubraumes und dem Strömungsquerschnitt so ungünstig werden würde, daß hohe Energieverluste und eine hohe thermische Belastung eintreten. Dieselbe Schwierigkeit ergibt sich, wenn die Drehzahl der Maschine erhöht wird. Es sind deshalb bei Drehkolbenmaschinen dieser Art einer Steigerung der Leistung enge Grenzen gesetzt.

Zur Beseitigung dieser Nachteile ist schon vorgeschlagen worden (DE-OS 29 34 065), die Drehkolben bzw. Rotoren aus einer größeren Anzahl von in Axialrichtung aufeinanderfolgenden Scheiben zu fertigen. Diese sind jeweils um einen bestimmten Winkel gegeneinander verdreht, so daß sie schraubengangförmige zusammenhängende Verdichtungsräume bilden. Bei einer derartigen Maschine steht jedoch das letzte Scheibenpaar ständig mit dem Auslaß des Verdichters in Verbindung. Es besteht daher keine Möglichkeit, die Auslaßöffnung phasenweise mit Hilfe eines als Steuerrotor dienenden zweiten Drehkolbens abzusperrn. Die innere Verdichtung wird hier dadurch erreicht, daß das Volumen der Verdichtungsräume in Axialrichtung der Drehkolben von der Einlaßseite zur Auslaßseite hin abnimmt. Dies wird beispielsweise durch Verringerung der Scheibendicke, des Innendurchmessers des Gehäuses oder der Profiltiefe der Drehkolbenzähne erreicht. Das zunächst von dem ersten Scheibenpaar eingeschlossene Gasvolumen wird in Axialrichtung von Scheibenpaar zu Scheibenpaar weitergegeben und hierbei stufenweise verdichtet.

Die Wirkungsweise einer derartigen Drehkolbenmaschine ähnelt insofern derjenigen von Schraubenverdichtern, jedoch mit dem Unterschied, daß das kontinuierliche Schraubenprofil durch einzelne gegeneinander verdrehte Scheiben ersetzt ist.

Ein gravierender Nachteil derartiger Maschinen besteht jedoch darin, daß eine verhältnismäßig große Anzahl von Scheibenpaaren erforderlich ist, um eine hohe Verdichtung zu erreichen. Dies wirkt sich auf die erreichbare Paarungsgenauigkeit der einzelnen Scheibenpaare im Drehkolben negativ aus.

Hinzu kommt außerdem, daß die einzelnen Scheiben der Drehkolben nicht kontinuierlich gegeneinander versetzt sind. Dadurch ergibt sich keine strömungstechnisch optimale Auslegung. Außerdem treten aufgrund von vorhandenen zusätzlichen Spalten in unerwünschter Weise Leckverluste auf.

Schließlich ist auch festzustellen, daß die Drehkolben von Maschinen der beschriebenen Art eine nicht optimierte Geometrie der Ausschubverhältnisse besitzen. Gerade im letzten Verdichtungsgebiet liegen sehr kleine Querschnitte für das Ausströmen der Gase vor. Hierdurch gelangen die kompressiblen und teilweise inkompressiblen Medien von der gegenüberliegenden Seite der Auslaßöffnung nicht mehr durch die Drehkolbenpaarung zur anderen Drehkolben Seite. Dies führt zu einem zusätzlichen Aufbau von Flächenpressungen zwischen der Drehkolbenpaarung, so daß sich eine Begrenzung in der Drehkolbenlänge, ein höheres Verdichtungsverhältnis und eine verschlechterte Wasserverträglichkeit ergibt.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, die Drehkolbenmaschine der gattungsgemäßen Art zur Beseitigung der geschilderten Nachteile derart auszugestalten, daß sich ein kontinuierlicher Ausschub des zu verdichtenden Mediums ergibt, um hierdurch aufgrund der verbesserten Ausschubverhältnisse insgesamt den Wirkungsgrad zu erhöhen und die Schallemission zu reduzieren.

Die Merkmale der zur Lösung dieser Aufgabe geschaffenen Erfindung ergeben sich aus Anspruch 1. Vorteilhafte Ausgestaltungen hiervon sind in den weiteren Ansprüchen beschrieben.

Bei der erfindungsgemäßen Drehkolbenmaschine ist die Ausgestaltung derart getroffen, daß die Drehkolben über ihre axiale Länge gegeneinander verdreht ausgebildet sind. Dadurch verlaufen die sich aneinander abwälzenden Profillinien

der Drehkolben axial verschoben und/oder geneigt.

Vorteilhafterweise sind die Drehkolben derart gegeneinander verdreht, daß zwischen den sich abwälzenden Profilen der ineinandergreifenden Drehkolben nur ein minimales bzw. kein Totvolumen vorhanden ist.

Erfindungsgemäß kann die Ausgestaltung derart getroffen sein, daß der Verdrehwinkel jedes Drehkolbens gegenüber seiner Rotationsachse mindestens 10° beträgt.

Es liegt außerdem im Rahmen der Erfindung, daß der Verdrehwinkel jedes Drehkolbens gegenüber seiner Rotationsachse mindestens 10° und maximal etwa 180° beträgt.

Bei einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung liegt hierbei der Verdrehwinkel bei 45° .

In Weiterbildung der Erfindung kann vorgesehen sein, daß die Verdrehung der ineinandergreifenden Drehkolben gegenläufig ist.

Gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung ist weiterhin vorgesehen, daß jeder Drehkolben entgegen seiner Drehrichtung in sich verdreht ist.

Die erfindungsgemäße Drehkolbenmaschine bleibt trotz ihrer speziellen Ausgestaltung ihrer Art nach ein Querkompressor, bei dem die Verdichtung einheitlich auf der gesamten axialen Länge der Drehkolben erfolgt, während die Auslaßöffnung durch die unterseitige Stirnfläche des zweiten Drehkolbens (Nebenläufer) geschlossen gehalten wird. Aufgrund der in sich verdrehten Ausbildung der Drehkolben ist der Zeitpunkt des Öffnens und/oder Schließens der Auslaßöffnung verzögert. Hierdurch verlängert sich die Zeit, die insgesamt für den Ausschub des Mediums aus dem Ausschubraum zur Verfügung steht, um einen Betrag, der dem Verdrehwinkel zwischen der oberseitigen Stirnfläche der Drehkolben und deren unterseitigen Stirnfläche entspricht.

Auf diese Weise wird eine wesentliche Verbesserung der Ausschubverhältnisse erreicht. Außerdem wird der Wirkungsgrad erhöht und die Schallemission reduziert.

Die Verdrehung der beiden Drehkolben ist gegenläufig ausgebildet, so daß beispielsweise der erste Drehkolben (Hauptläufer) entlang seiner axialen Länge um $+10^\circ$ in sich verdreht ist, während demgegenüber der zweite Drehkolben (Nebenläufer) entlang seiner axialen Länge um -10° verdreht ist.

Insgesamt ergeben sich durch die erfindungsgemäße Drehkolbenmaschine beträchtliche Vorteile, die u. a. in folgendem zu sehen sind:

- es lassen sich Auslaßöffnungen bei kleinem Rotationswinkel vorsehen, so daß sich hohe Verdichtungsverhältnisse erzielen lassen;
- es ergibt sich eine kontinuierliche Auslaßströmung bei konstanten Querschnitten;
- die erfindungsgemäße Drehkolbenmaschine ermöglicht den Einsatz im Mischmedienbereich, d. h. für kompressible sowie inkompressible Medien, und sie ist außerdem sehr wasserdampfverträglich;
- es ergibt sich ein höherer Wirkungsgrad (aufgrund des reduzierten Aufbaus eines Gegendruckes im Auslaßbereich sowie aufgrund einer erzielbaren thermischen Entlastung);
- es tritt eine Reduzierung des Strömungswiderstandes gegen Ende der Ausschubphase auf;
- der Ausschub der verdichteten Medien läßt sich nach gewünschten Wirkleistungskriterien gestalten, beispielsweise in Richtung isochore bzw. isotherme Verdichtung, und
- es ist die Beibehaltung einer Auslaßöffnung für verschiedene Ansaugdrücke bei gleichen Verdichtungsverhältnissen möglich.

Aufgrund der erfindungsgemäß vorgesehenen "In-sich-Verdrehung" der Drehkolben von mindestens 10° bis zu maximal 180° entlang deren Rotationsachse lassen sich bei gleicher Umdrehungsposition verschiedene differentiale Verdichtungsverhältnisse erzielen. Hierbei bleibt die Drehkolbenmaschine, wie schon erwähnt, trotz der Verdrehung ihrer Drehkolben ihrer Art nach ein Querverdichter.

Die erfindungsgemäße vorgesehene Ausgestaltung ermöglicht die Ausbildung von unterschiedlichen Varianten von Drehkolbenprofilen einschließlich sog. Doppelklaue, Dreifachklaue, Schraube usw. derart, daß bei der Verdichtung im letzten Drehwinkelbereich sowie weiterführend beim Kämmen der ineinandergreifenden Zähne bzw. Zahnmulden der Drehkolben der Transport eines Totvolumens von der Druckseite auf die Saugseite unterbunden bzw. reduziert ist. Dies ergibt sich deswegen, weil zwischen den sich abwälzenden Profilen der ineinandergreifenden Drehkolben erfindungsgemäß kein bzw. ein nur minimales Totvolumen vorhanden ist.

Aufgrund der Möglichkeit der Reduzierung des Totvolumens ergibt sich damit nicht nur ein entscheidend verbesserter Wirkungsgrad, sondern es wird auch aufgrund des verringerten Totvolumens eine Verminderung der Schallemission im Ansaugbereich erzielt. Dies ist deswegen von Bedeutung, weil andernfalls das im Totvolumen vorhandene kompressible Medium bei Öffnung im Saugbereich expandiert, so daß hierdurch eine unerwünschte Schallemission hervorgerufen wird, die von der Menge und der Druckdifferenz des kompressiblen Mediums abhängt.

Bei einem Vergleich der bekannten Drehkolben mit den erfindungsgemäß ausgestatteten Drehkolben ergeben sich weitere Vorteile, die u. a. in den verbesserten Möglichkeiten der Größengestaltung des Ansaugquerschnittes im Gehäuse zu sehen sind. Hierbei läßt sich der Ansaugquerschnitt durch eine seitliche Einstromung beliebig groß gestalten, so daß sich eine optimale Ausbildung des Ansaugbereichs sowie des sich öffnenden Saugvolumens ergibt.

Hinsichtlich des Strömungsverhaltens im Ansaugbereich ist zu erwähnen, daß bei der erfindungsgemäß ausgestatteten Drehkolbenmaschine niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten vorliegen. Was die Verdichtung der Medien anbelangt, ergibt sich eine polytrope Verdichtung in Richtung isotherm, da größere Mantelflächen vorliegen. Dies ermöglicht die Erzielung eines besseren polytropen Wirkungsgrades.

Der kontinuierliche Ausstoß des Mediums erfolgt erst im letzten Bereich der unteren Stirnfläche des verdrehten Drehkolbens. Hierdurch tritt eine geringe Pulsation mit der Folge eines verbesserten Wirkungsgrades auf. Weiterhin werden etwaige thermische Probleme reduziert.

Wie schon dargelegt, läßt sich die Erfindung mit Vorteil bei Verdränger- bzw. Drehkolbenmaschinen mit verschiedenen ausgebildeten Profilen anwenden, welche sämtliche möglichen Profile, wie sog. Doppelklaue, Dreifachklaue, Schraube

usw. einschließen. Hierbei kann die Ausgestaltung hinsichtlich der Gehäuseein- und -auslässe unterschiedlich getroffen sein, beispielsweise derart, daß der Gehäuseeinlaß radial, dagegen der Gehäuseauslaß axial verläuft. Wenn demgegenüber sowohl der Gehäuseeinlaß als auch der Gehäuseauslaß axial verlaufen, ist ein Schraubenprofil vorgesehen. Wenn statt dessen der Gehäuseeinlaß und der Gehäuseauslaß radial verlaufen, ist ein Roots-Profil vorgesehen.

5 Aufgrund der erfindungsgemäßen Ausgestaltung erfolgt auch in axialer Richtung eine innere Verdichtung durch die gegenläufig verdrehten Drehkolben. Dies ist nur bei Schrauben möglich, d. h. nur im letzten Gang, wobei auch keine radiale Verdichtung auftritt. Bei reinen Drehkolben ergibt sich nur eine radiale Verdichtung bzw. keine innere Verdichtung (z. B. Roots).

10 Durch nachstehende Tabelle, welche verschiedene Sachverhalte betreffend Ansaugen, Verdichten und Ausstoß zwischen Drehkolben und Schraube gegenüberstellt, werden diejenigen Vorteile besonders deutlich, die mit dem erfindungsgemäßen Drehkolben erzielt werden. Dieser weist, wie schon dargelegt, ein verbessertes Ausschubverhältnis bei erhöhtem Wirkungsgrad und gleichzeitig reduzierter Schallemission auf.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Tabelle

Verdichter	Schraube	bekannter Drehkolben	erfindungsgemäßer Drehkolben d.h. mit Drall (verschiedene Profile)
Möglichkeiten der Größengestaltung des Ansaugquerschnitts	begrenzt durch Schraubendurchmesser, begrenztes Einstromvermögen	durch seitliche Einströmung beliebig groß zu gestalten, optimale Gestaltung des Ansaugbereichs, sich Öffnen des Saugvolumen	durch seitliche Einströmung beliebig groß zu gestalten, optimale Gestaltung des Ansaugbereichs, sich Öffnen des Saugvolumen
Strömungsverhalten im Ansaugbereich	höhere Strömungsgeschwindigkeiten, da kleinere Öffnungsquerschnitte	niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten	niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten
Verdichtung	im letzten Windungsbereich polytrope Verdichtung mit hohem polytropen Faktor, somit schlechter polytroper Wirkungsgrad	polytrope Verdichtung Richtung isotherm, da größere Mantelflächen vorliegen, somit guter polytroper Wirkungsgrad	polytrope Verdichtung Richtung isotherm, da größere Mantelflächen vorliegen, besserer polytroper Wirkungsgrad
Abdichtung im Verdichter	gute Abdichtung durch mehrere Spaltdichtungen entsprechend den Windungen, daher für größere Druckverhältnisse	schlechte Abdichtung durch einfache Abdichtung Rotor/Mantel, daher Anwendungsbereich für kleinere Druckverhältnisse, sonst zu große Leckage	einfache Abdichtung Rotor/Mantel, daher Anwendungsbereich für kleinere Druckverhältnisse,
Ausstoß des Mediums	sehr gutes Auschieben	im letzten Bereich sehr schlechtes Druck/Querschnittsverhältnis starke Pulsation	im letzten Bereich wird ausgeschoben, daher geringe Pulsation und besserer Wirkungsgrad, geringere thermische Probleme

Hieraus ergibt sich, daß der erfindungsgemäß ausgestaltete Drehkolben bei niedrigeren Druckverhältnissen einen besseren Wirkungsgrad aufweist, und zwar unabhängig davon, welches der möglichen Profile zur Anwendung gelangt. Der

ansonsten bei den bekannten Drehkolben vorhandene Nachteil im Ausstoß wird durch den nachfolgend vorgesehene-
nen Drall zwischen den Drehkolben beseitigt, so daß sich eine Charakteristik wie bei dem bekannten Drehkolbenprofil ergibt. Aller-
dings gestaltet sich der Einsatzbereich nur bis zu bestimmten Druckziffern vorteilhaft, da sich durch den einfachen Spalt
die Leckageströmungen erhöhen.

5 Die Erfindung wird im folgenden anhand der Zeichnung näher erläutert. Diese zeigt in:

Fig. 1 einen radialen Schnitt durch eine Drehkolbenmaschine (2/3) gemäß der Erfindung;

Fig. 2 einen radialen Schnitt durch eine Variante einer Drehkolbenmaschine (2/2) gemäß der Erfindung und

Fig. 3 schematisch perspektivisch zwei ineinandergreifende Drehkolben mit in sich verdrehtem Profil.

Wie aus Fig. 1 ersichtlich, weist die dargestellte Drehkolbenmaschine zwei in einem Gehäuse 1 achsparallel zueinan-
der angeordnete Drehkolben 2, 3 auf, wobei der Drehkolben 2 als Hauptläufer und der Drehkolben 3 als Nebenläufer
(Steuerkolben) bezeichnet werden kann.

Die Drehkolben 2, 3 sind um parallele Achsen 4, 5 drehbar, und zwar derart, daß sie gegenläufig in Richtung der aus
Fig. 1 ersichtlichen Pfeile A bzw. B rotieren. Hierbei wälzen sich die Drehkolben 2, 3 unter Bildung mindestens einer
Dichtlinie aneinander ab.

15 Die Stirnflächen an den entgegengesetzten axialen Enden der Drehkolben 2, 3 schließen sich dicht an die jeweiligen
Stirnwände des Gehäuses 1 an. Gleichzeitig dichten Teile des äußeren Umfangs der Drehkolben 2, 3 an der Innenfläche
des Gehäuses 1 ab. Hierdurch wird das Innere des Gehäuses 1 durch die Drehkolben 2, 3 in mehrere getrennte Räume mit
veränderlicher Gestalt und veränderlichem Volumen unterteilt.

Das Gehäuse 1 besitzt in seiner Umfangswand eine Einlaßöffnung 6 für das zu verdichtende Gas, das in Richtung des
Pfeiles C in das Gehäuse 1 eintritt und nach durch die Drehkolben 2, 3 erfolgten Verdichtung aus einer bzw. mehreren
nicht näher dargestellten einseitigen bzw. beidseitigen axialen Auslaßöffnungen austritt. Diese können auf der gegen-
überliegenden Gehäusesseite, in der unteren Stirnwand oder beidseitig des Gehäuses 1 angeordnet sein.

Der Drehkolben 2 (Hauptläufer) besitzt beim dargestellten Ausführungsbeispiel zwei diametral gegenüberliegende
Zähne 7, 8, die bei der Abwälzbewegung der Drehkolben 2, 3 jeweils in eine von drei Zahnmulden 9, 10 und 11 des Dreh-
kolbens 3 (Nebenläufer) eingreifen.

Demgegenüber besitzt bei der aus Fig. 2 ersichtlichen abgewandelten Ausführungsform einer Drehkolbenmaschine
mit zwei ähnlich ausgebildeten Drehkolben 2 und 3 der jeweilige Drehkolben 2 zwei Klauen 7', 8', d. h. eine sog. Dop-
pelklaue, die in entsprechende Ausnehmungen 10', 11' des betreffenden anderen Drehkolbens 3 eingreifen.

Wie deutlich aus Fig. 3 ersichtlich, sind die Drehkolben 2, 3 über ihre axiale Länge gegeneinander verdreht ausgebil-
det, und zwar derart, daß die sich aneinander abwälzenden Profillinien 12, 13 der Drehkolben 2, 3 axial verschränkt bzw.
geneigt verlaufen.

Hierbei sind die Drehkolben 2, 3 derart gegeneinander verdreht, daß zwischen den sich abwälzenden Profilen 12, 13
der ineinandergreifenden Drehkolben 2, 3 nur ein minimales Totvolumen 14 vorhanden ist.

35 Die Verdrehung der ineinandergreifenden Drehkolben 2, 3 ist gegenläufig zueinander, wobei die Ausgestaltung derart
getroffen ist, daß jeder Drehkolben 2 bzw. 3 entgegen seiner Drehrichtung A bzw. B in sich verdreht ist.

Der Verdrehwinkel α_1 bzw. α_2 jedes Drehkolbens 2, 3 beträgt mindestens 10° und kann bis maximal zu etwa 180° ge-
genüber der Rotationsachse 4 bzw. 5 reichen.

Von Bedeutung hierbei ist die jeweilige Dichtkante 12, 13, die sich axial erstreckt zwischen dem jeweiligen Drehkol-
ben 2 bzw. 3 und der Zylinderwand (Gehäusewand) einerseits sowie zwischen den beiden Drehkolben 2, 3 andererseits.
40 Hierbei muß beim Kämmen der beiden Drehkolben 2, 3 gewährleistet sein, daß die Dichtkanten 12, 13 ein Durchströmen
des zu verdichtenden Mediums von der Verdichtungskammer zur Saugkammer verhindern.

Hinsichtlich vorstehend nicht im einzelnen näher erläuteter Merkmale der Erfindung wird im übrigen ausdrücklich
auf die Patentansprüche bzw. auf die Zeichnung verwiesen.

45 Patentansprüche

1. Drehkolbenmaschine mit wenigstens zwei in einem Gehäuse (1) achsparallel zueinander angeordneten, gegen-
läufig rotierenden Rotoren bzw. Drehkolben (2, 3), die mittels ineinandergreifender weitgehend axial verlaufender
Zähne (7, 8) und Zahnmulden (9, 10, 11) bzw. Klauen und Klauenmulden zu verdichtende Medien von einem Ge-
häuseeinlaß (6) zu wenigstens einem axialen einscitigen bzw. beidseitigen Gehäuseauslaß transportieren, **dadurch**
50 **gekennzeichnet**, daß die Drehkolben (2, 3) über ihre axiale Länge gegeneinander verdreht ausgebildet sind, derart,
daß die sich aneinander abwälzenden Profillinien (12, 13) der Drehkolben (2, 3) axial verschränkt bzw. geneigt ver-
laufen.

2. Drehkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehkolben (2, 3) derart gegeneinander
verdreht sind, daß zwischen den sich abwälzenden Profilen (12, 13) der ineinandergreifenden Drehkolben (2, 3) nur
ein minimales bzw. kein Totvolumen (14) vorhanden ist.

3. Drehkolbenmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdrehwinkel (α_1 , α_2) jedes
Drehkolbens (2, 3) gegenüber seiner Rotationsachse (4, 5) mindestens 10° beträgt.

4. Drehkolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdrehwin-
kel (α_1 , α_2) jedes Drehkolbens (2, 3) gegenüber seiner Rotationsachse (4, 5) 45° beträgt.

5. Drehkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdrehwinkel (α_1 ,
 α_2) jedes Drehkolbens (2, 3) gegenüber seiner Rotationsachse (4, 5) maximal etwa 180° beträgt.

6. Drehkolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Verdrehung
der ineinandergreifenden Drehkolben (2, 3) gegenläufig ist.

65 7. Drehkolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Drehkol-

ben (2, 3) entgegen seinrichtung (A, B) in sich verdreht ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 1

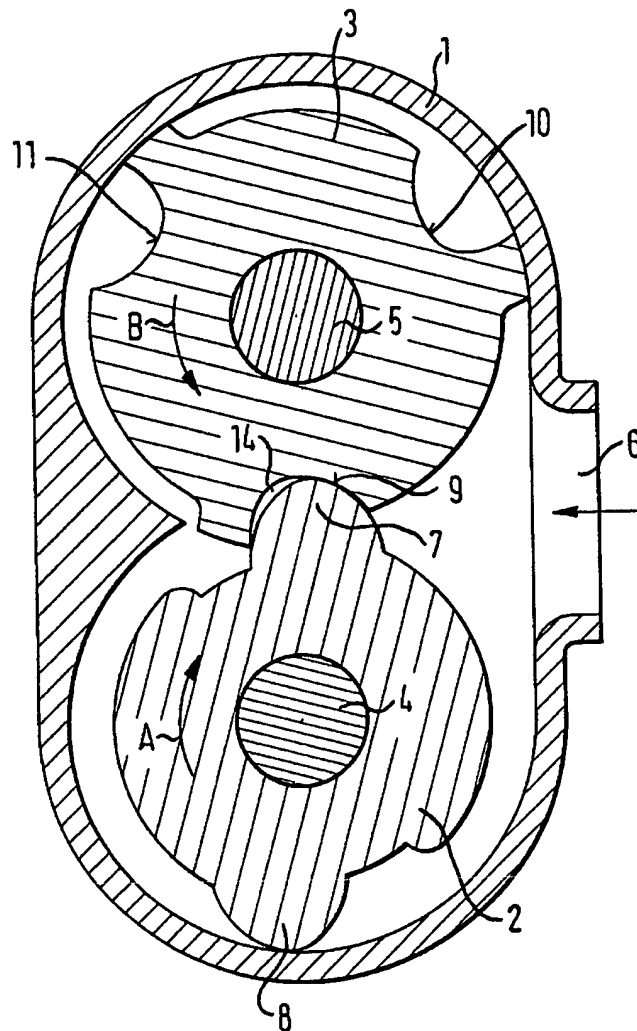


FIG. 2

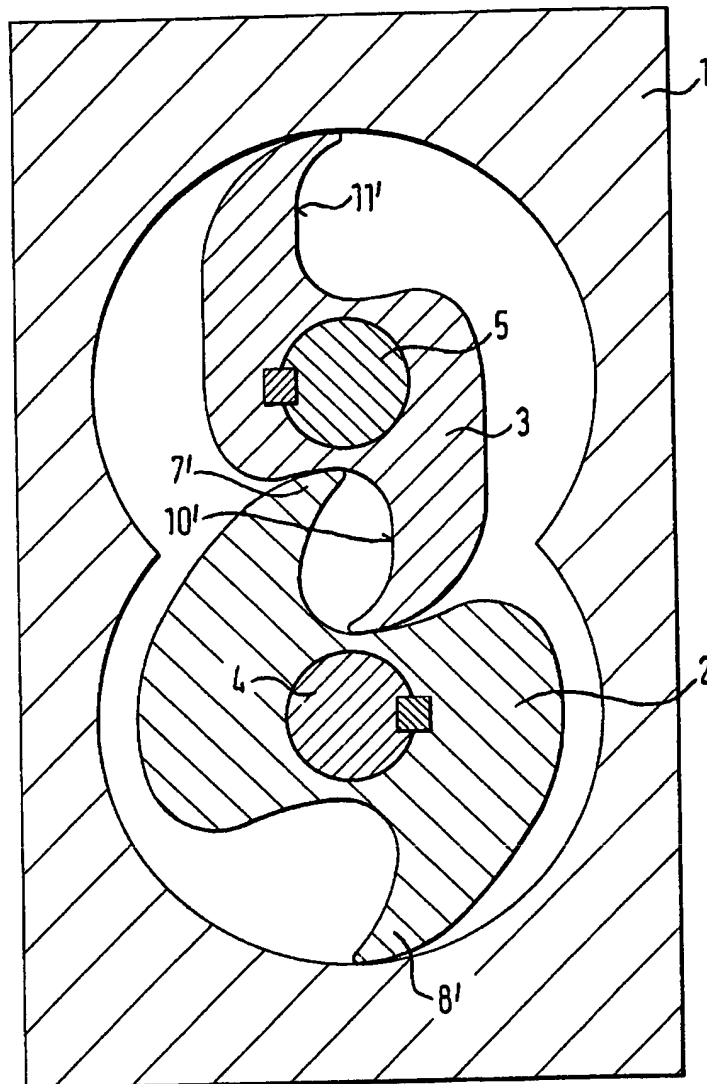
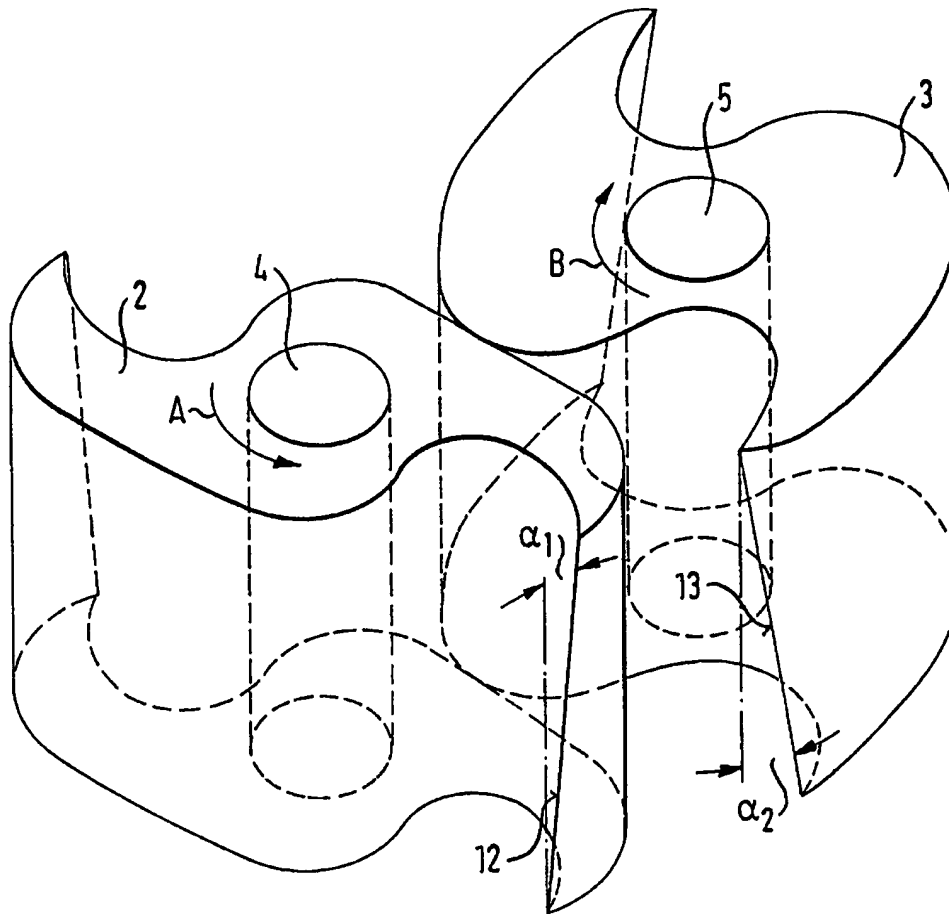


FIG. 3



Rotary piston machine with at least two axis parallel, counter-running rotating rotors or rotary pistons in housing

Patent number: DE19709202
Publication date: 1998-09-17
Inventor: BASTECK ANDREAS DR ING (DE)
Applicant: BUSCH GMBH K (DE)
Classification:
- **international:** F01C1/20
- **european:** F01C1/12B; F01C1/16; F01C1/20
Application number: DE19971009202 19970306
Priority number(s): DE19971009202 19970306

[Report a data error here](#)

Abstract of DE19709202

The rotary pistons (2,3) over their axial length are turned against one another so that the profile lines of the rotary pistons rolling on one another run axially inclined. Between the rolling profiles of the inter-engaging pistons (2,3) only a minimum or no dead volume is available. The turning angle of each rotary piston in relation to its rotation axis (4,5) amounts to at least 10 deg . It can amount to 45 deg and up to a maximum of 180 deg . The turning of the pistons runs counterwise.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide